

ЧАСТОТНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ МАГИСТРАЛЕЙ

Ю. Я. КОМИСАРЕНКО, П. Я. КРАУИНЬШ, О. И. ВАСЕНКОВ

(Представлена конференцией молодых ученых)

В последние годы для автоматизации различных процессов широкое применение находят устройства гидроавтоматики, обладающие рядом преимуществ [1, 2, 4, 5]. Как правило, часть узлов гидросистемы имеет значительные взаимные перемещения; для соединения таких узлов применяют рукава высокого давления (РВД) (ГОСТ 6286—60), упругость которых существенно влияет на характеристики машины в целом [2, 6]. В ряде исследований [7, 1] показано, что коэффициент податливости $k(p)$ зависит от давления. Вместе с тем в упомянутых работах не предлагается эмпирическая зависимость $k(p) = f(p)$, не показана степень стабильности $k(p)$ для шлангов (РВД) одного типоразмера, не приводится методика учета переменной податливости РВД при аналитическом исследовании динамических характеристик.

Нашей целью является разработка методики учета нелинейных характеристик РВД при динамическом анализе гидромеханизмов машин.

РВД может быть представлен как динамическое звено, входом которого является расход, идущий на его деформацию, а выходом — давление в РВД. Зависимость между расходом, идущим на деформацию магистрали $Q(t)$, и давлением в магистрали $p(t)$ может быть записана в виде [1, 2, 6]:

$$Q(t) = k(p)W_0 \frac{dp}{dt}, \quad (1)$$

где $k(p)$ — коэффициент податливости магистрали (величина, обратная модулю упругости), в $\text{см}^2/\text{кг}$;

W_0 — первоначальный объем магистрали, в см^3 .

Нами проводилось уточнение зависимости $k(p) = f(p)$ с целью определения стабильности данной зависимости для одного типоразмера РВД на установке, представленной на рис. 1. В выточку корпуса 3 помещается плунжер 2, соединенный с помощью струны 6 с индикатором 5. К полости Б подсоединялся исследуемый РВД 4 с датчиком давления 1, заполненный рабочей жидкостью. Из системы тщательно удалялся воздух. В полость А подводилась жидкость под переменным давлением p . Так как площадь плунжера со стороны полости А и Б одинакова, то исключались утечки жидкости из полости Б. Зависимость $k(p) = f(p)$ определялась по известному выражению:

$$d\Delta W = k(p) W_0 dp. \quad (2)$$

Исследование партии РВД по ГОСТ 6886—60 показало стабильность зависимости $k(p) = f(p)$.

Приведенная на рис. 1 зависимость может быть аппроксимирована следующим выражением:

$$k(p) = \left(\frac{60}{p+6} + 2 \right) \cdot 10^{-4}. \quad (3)$$

Таким образом, для повышения точности динамических расчетов необходимо учитывать в выражении (1) переменную податливость $k(p)$ (3). Для расчета частотных характеристик нами применен метод энергетической линеаризации [3, 4], предполагающей равенство работ за период в нелинейной и линеаризованной системе:

$$A_n = A_{л}. \quad (4)$$

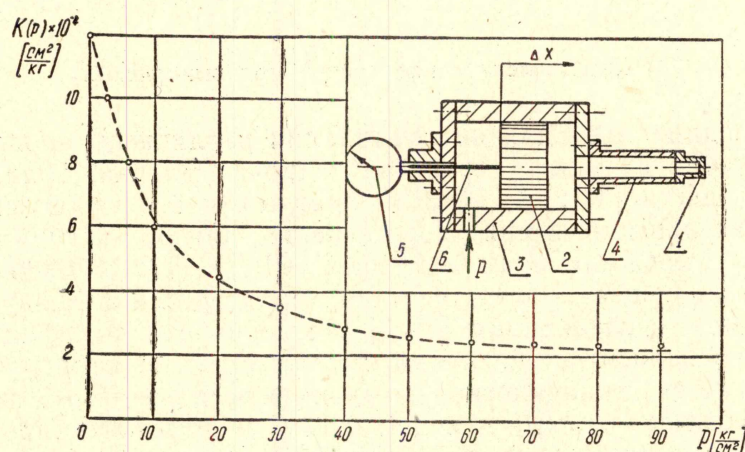


Рис. 1. Зависимость коэффициента податливости от давления

Работа, совершаемая нелинейной системой, за период с учетом (2) и (3) может быть рассчитана как:

$$A_n = \int_0^{p_a} p \cdot d\Delta W = W_0 \left[P_a^2 + 60p_a + 360 \ln \frac{6}{p_a+6} \right] \cdot 10^{-4}. \quad (5)$$

Работа, совершаемая линеаризованной системой,

$$A_{л} = \int_0^{p_a} p \cdot d\Delta W = \int_0^{p_a} p \cdot W_0 \beta \cdot dp = \frac{1}{2} p_a^2 \cdot W_0 \cdot \beta, \quad (6)$$

где p_a — амплитудное значение давления в системе;

β — коэффициент энергетической линеаризации, постоянный для данного p_a .

Величину амплитудного значения давления p_a можно определить применительно к синусоидальному входному сигналу (1) следующим образом:

$$Q(t) = Q_0 \sin \omega t,$$

за полпериода в систему нагнетается объем жидкости ΔW , равный

$$\Delta W = 2 \int_0^{\pi/2\omega} Q_0 \cdot \sin \omega t \cdot dt = \frac{2Q_0}{\omega}. \quad (7)$$

Данному изменению объема ΔW , созданного расходом $Q(t)$, соответствует приращение давления до p_a по следующей зависимости:

$$\frac{2Q_0}{\omega} = \int_0^{p_a} d\Delta W. \quad (8)$$

После преобразований с учетом (2) и (3) выражение (8) принимает следующий вид:

$$\ln \frac{p_a + 6}{6} + \frac{p_a}{30} = \frac{Q_0 \cdot 10^4}{30 W_0 \omega}. \quad (9)$$

Зависимость (9) выражает связь между p_a , Q_0 и ω , т. е. зависимость $p_a = f(Q_0 \omega)$, необходимую для определения коэффициента энергетической линеаризации.

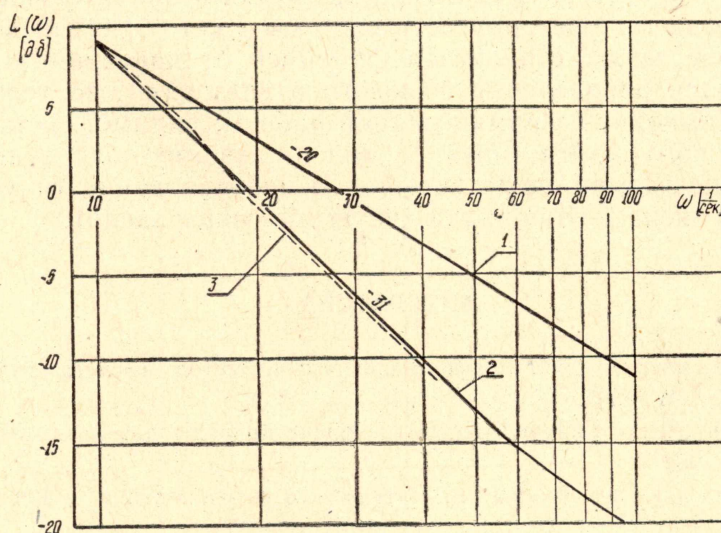


Рис. 2. Частотные характеристики гидравлических магистралей.

Кривая 1 — расчет по формуле 11, 9, 10.

Кривая 2 — расчет по формуле 12.

Кривая 3 — экспериментальные данные [1]

Из выражений (5) и (6) с учетом (4) можно найти коэффициент энергетической линеаризации β :

$$\beta = 2 \cdot 10^{-4} \left[\frac{360}{p_a^2} \cdot \ln \frac{6}{p_a + 6} + \frac{60}{p_a} + 1 \right]. \quad (10)$$

Используя зависимости (1), (9), (10), можно построить логарифмическую амплитудную частотную характеристику ЛАХ рукавов высокого давления по ГОСТ 6886—60. В качестве примера на рис. 2 построены ЛАХ:

кривая 1 —

$$\left. \begin{aligned} L(\omega) &= 20 \lg |W(j\omega)| = 20 \lg \frac{1}{W_0 \beta \omega} \\ \beta &= f(Q_0, \omega) \end{aligned} \right\}$$

кривая 2 —

$$\left. \begin{aligned} L(\omega) &= 20 \lg |W(j\omega)| = 20 \lg \frac{1}{W_0 k(p)} \cdot \frac{1}{\omega} \\ k(p) &= \text{const.} \end{aligned} \right\}$$

кривая 3 — экспериментальные данные работы [1] для следующих величин:

$Q_0 = 13,2 \text{ см}^3/\text{сек}$ — амплитудное значение входного сигнала,

$W_0 = 100 \text{ см}^3$ — первоначальный объем магистрали,

$k(p) = \text{const} = 3,5 \cdot 10^{-4} \text{ см}^2/\text{кг}$ — рекомендуемое постоянное значение податливости для данного диапазона давлений [2, 5, 6].

Как видно из рис. 2, ЛАХ линеаризованного звена (кривая 1) существенно отличается от ЛАХ линейного звена ($k(p) = \text{const}$) (прямая 2). Срез $L(\omega)$ происходит значительно раньше, чем в линейной модели. Приведенная зависимость хорошо совпадает с экспериментальными данными, приведенными в работе [1] (кривая 3). Это позволяет принимать изложенную методику как основу при динамическом расчете магистралей управления систем гидроавтоматики, выполненных в виде РВД. Видимо, можно считать перспективным применение данного метода расчета при учете в системе локальных незначительных газовых включений, когда модуль упругости системы (или обратная величина — податливость системы) становится функцией от давления [1, 2, 5, 6].

Что касается определения фазового сдвига $\psi(\omega)$, то теоретические исследования выходят за рамки данной работы; видимо, он также отличается от фазового сдвига линейной модели. Анализ полученных кривых (рис. 1 и 2) позволяет сделать вывод о необоснованности учета РВД как линейного звена 1-го порядка (интегрирующее звено).

ЛИТЕРАТУРА

1. И. А. Немировский.* Графо-аналитический метод расчета гидроприводов. «Машиностроение», М., 1965.
 2. В. А. Лещенко. Гидравлические следящие приводы для автоматизации станков. Машгиз, М., 1962.
 3. Л. С. Гольдфарб. Теория автоматического регулирования, ч. I и ч. III, МЭИ, М., 1965.
 4. Н. Гийон. Исследования гидравлических систем. Машгиз, М., 1964.
 5. Т. М. Башта. Гидравлические системы летательных аппаратов. Машгиз, М., 1966.
 6. В. А. Хохлов. Электрогидравлический следящий привод. Изд-во «Наука», М., 1964.
 7. И. А. Немировский и др. Графический метод исследования нелинейных процессов в гидросистемах станков. «Станки и инструмент», № 9, 1965.
 8. Теория автоматического управления под ред. Кетумика, М., «Высшая школа», 1968.
-